

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant: Makoto SAWADA et al.
Title: CONTROL FOR BELT-TYPE CONTINUOUSLY-
VARIABLE TRANSMISSION
Appl. No.: Unassigned
Filing Date: 09/30/2003
Examiner: Unassigned
Art Unit: Unassigned

CLAIM FOR CONVENTION PRIORITY

Commissioner for Patents
PO Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450

Sir:

The benefit of the filing date of the following prior foreign application filed in the following foreign country is hereby requested, and the right of priority provided in 35 U.S.C. § 119 is hereby claimed.

In support of this claim, filed herewith is a certified copy of said original foreign application:

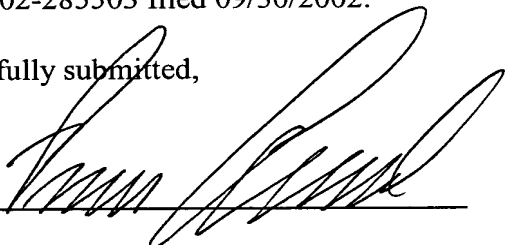
- JAPAN Patent Application No. 2002-285503 filed 09/30/2002.

Respectfully submitted,

Date September 30, 2003

FOLEY & LARDNER
Customer Number: 22428
Telephone: (202) 945-6162
Facsimile: (202) 672-5399

By



Pavan K. Agarwal
Attorney for Applicant
Registration No. 40,888

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日
Date of Application:

2002年 9月30日

出 願 番 号
Application Number:

特願2002-285503

[ST.10/C]:

[JP2002-285503]

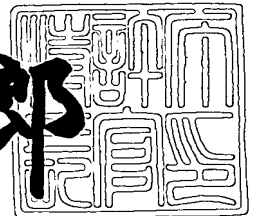
出 願 人
Applicant(s):

ジャトコ株式会社

2003年 4月15日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田信一郎



出証番号 出証特2003-3027552

【書類名】 特許願

【整理番号】 20020073

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F16H 61/10

【発明の名称】 ベルト式無段変速機の制御装置

【請求項の数】 2

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 7 0 0 番地の 1
 ジャトコ株式会社内

 【氏名】 澤田 真

【発明者】

 【住所又は居所】 静岡県富士市今泉 7 0 0 番地の 1
 ジャトコ株式会社内

 【氏名】 脇 博宣

【特許出願人】

 【識別番号】 000231350

 【氏名又は名称】 ジャトコ株式会社

【代理人】

 【識別番号】 100119644

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 綾田 正道

【選任した代理人】

 【識別番号】 100105153

 【弁理士】

 【氏名又は名称】 朝倉 悟

【手数料の表示】

 【予納台帳番号】 146261

 【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 ベルト式無段変速機の制御装置

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 トルクコンバータを介してエンジンに接続され、Vベルトを挟持するプライマリプーリおよびセカンダリプーリと、

前記プライマリプーリの油圧を制御して変速比を変化させる変速制御弁と、

所定のパラメータに基づいて設定された目標変速比となるように変速制御弁を制御する変速比制御手段と、

前記トルクコンバータの速度比とトルク比とに基づいてプライマリプーリに入力される入力トルクを推定する入力トルク推定手段と、

推定された入力トルクと目標変速比に基づいて変速制御弁およびセカンダリプーリに供給するライン圧を制御するライン圧制御手段と、

を備えたベルト式無段変速機の制御装置において、

前記入力トルク推定手段は、速度比の増減を検出する速度比増減検出部と、

速度比が増加しているときのトルク比を、速度比が減少しているときのトルク比よりも小さな値に設定するトルク比設定部と、

を備えることを特徴とするベルト式無段変速機の制御装置。

【請求項 2】 請求項 1 に記載のベルト式無段変速機の制御装置において、

前記入力トルク推定手段は、設定されたトルク比の変化率を検出するトルク比変化率検出部と、

検出されたトルク比の変化率が予め設定された所定値よりも大きいかどうかを判断するトルク比変化率判断部と、

トルク比の増加方向の変化には設定されるトルク比に対し規制は行わず、トルク比の減少方向の変化には、設定されるトルク比に対し前記制限値以上の変化を規制するトルク比変化規制部と、

を備えることを特徴とするベルト式無段変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、トルクコンバータを備えたベルト式無段変速機の制御装置に関する。

【 0 0 0 2 】

【従来の技術】

車両用の無段変速機として、エンジンからの出力をトルクコンバータを介して入力し、プライマリプーリ、セカンダリプーリとVベルトを用いて連続的に変速比を変化させるものが知られている。このような無段変速機では、運転者が操作したアクセルペダルの踏み込みに基づくスロットル開度と車速とに応じて目標変速比を演算し、実際の変速比が目標変速比となるようにプライマリプーリへの油圧を制御することにより、プライマリプーリ、セカンダリプーリのVベルトとの接触幅が変化し、これにより変速が行われる。

【 0 0 0 3 】

Vベルトとプーリ間の接触摩擦力はライン圧に応じて制御されており、このライン圧は無段変速機への入力トルクに対応して設定される。この入力トルクに対してライン圧が過小であると、Vベルトとプーリ間にすべりが発生する。逆に、ライン圧が過大であると、ライン圧を発生させるオイルポンプなどの駆動損失が増大する。

【 0 0 0 4 】

ここで、上記の入力トルクは、無段変速機とエンジンとの間にトルクコンバータを設けているので、直接検出することは不可能である。よって、まず、トルクコンバータの入力回転数（＝エンジン回転数 N_e ）と出力回転数（プライマリプーリ回転数 N_p ）を計測し、これらからその速度比（出力回転数／入力回転数） e を求め、速度比－トルク比マップに示すような速度比 e とトルクコンバータのトルク比 τ との関係から、無段変速比への入力トルク T_{at} を推定する。この推定した入力トルク T_{at} に基づいて目標ライン圧を設定し、ライン圧を制御している（例えば特許文献1参照）。

【 0 0 0 5 】

【特許文献1】

特開平01-206155号公報

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上記従来技術にあっては、速度比の変化方向に関係なくトルク比が設定されているため、速度比 e が増加して必要ライン圧が減少するような運転状態において常に過剰なライン圧が供給され、燃費の悪化を招くという問題があった。すなわち、図9に示すように、アクセルペダルを踏み込んだときのエンジン回転数センサー検出周期当たりのエンジン回転数増加量 $\Delta N e 2$ は、アクセルペダルを踏み込む前のエンジン回転数増加量 $\Delta N e 1$ に比して非常に大きなものとなっている。よって、エンジン回転数センサー検出周期当たりの入力トルク Tat も急激に増大するため、実際のトルクコンバータの特性から得られる速度比とトルク比の関係から速度比—トルク比マップを設定し、ライン圧を算出する場合、上記速度比算出の遅れにより、必要ライン圧に対して算出されるライン圧は、過小に設定されてしまい、プーリのベルトクランプ圧不足によりVベルトとプーリ間にすべりが発生する虞がある。

【0006】

そこで、Vベルトの滑りを防止するために、予め上記速度比算出の遅れを考慮して、予めトルク比を速度比の正方向に所定オフセット量を設定することが考えられるが、この場合には速度比が増加している状態では、常に過剰なライン圧が供給され、燃費の悪化を招く。

【0007】

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、その目的とするところは、ベルト強度耐久性の向上を図りつつ、過剰なライン圧の発生を防止して燃費向上を達成することができるベルト式無段変速機の制御装置を提供することにある。

【0008】

【課題を解決するための手段】

上述の目的を達成するため、請求項1に記載のベルト式無段変速機の制御装置では、トルクコンバータを介してエンジンに接続され、Vベルトを挟持するプライマリプーリおよびセカンダリプーリと、前記プライマリプーリの油圧を制御して変速比を変化させる変速制御弁と、所定のパラメータに基づいて設定された目標変速比となるように変速制御弁を制御する変速比制御手段と、前記トルクコン

バータの速度比とトルク比とに基づいてプライマリプーリに入力される入力トルクを推定する入力トルク推定手段と、推定された入力トルクと目標変速比に基づいて変速制御弁およびセカンダリプーリに供給するライン圧を制御するライン圧制御手段と、を備えたベルト式無段変速機の制御装置において、前記入力トルク推定手段は、速度比の増減を検出する速度比増減検出部と、速度比が増加しているときのトルク比を、速度比が減少しているときのトルク比よりも小さな値に設定するトルク比設定部と、を備えることを特徴とする。

【 0 0 0 9 】

請求項 2 に記載の発明では、請求項 1 に記載のベルト式無段変速機の制御装置において、前記入力トルク推定手段は、設定されたトルク比の変化率を検出するトルク比変化率検出部と、検出されたトルク比の変化率が予め設定された所定値よりも大きいかどうかを判断するトルク比変化率判断部と、トルク比の増加方向の変化には設定されるトルク比に対し規制は行わず、トルク比の減少方向の変化には、設定されるトルク比に対し前記制限値以上の変化を規制するトルク比変化規制部と、を備えることを特徴とする。

【 0 0 1 0 】

【発明の効果】

請求項 1 に記載の発明では、速度比増減検出部により速度比の増減が検出され、検出された速度比が増加しているときのトルク比を、速度比が減少しているときのトルク比よりも小さな値に設定するため、速度比が増加する運転状態のときの入力トルク推定値は、速度比が減少する運転状態のときの入力トルクの推定値よりも低めに設定される。すなわち、速度比が増加する運転状態のときに設定されるライン圧は、速度比が減少する運転状態のときに設定されるライン圧よりも低い値となる。

【 0 0 1 1 】

従って、速度比が増加するような走行状態のときには、過剰なライン圧の発生を抑制して燃費向上を達成することができる。一方、速度比が減少するアンロックアップコースト領域からのアクセルペダル踏み込み時等には、十分なライン圧を確保することができるため、速度比の検出遅れに起因してライン圧が過小とな

るのを防ぎ、ベルト強度耐久性の向上を図ることができる。

【 0 0 1 2 】

請求項 2 に記載の発明では、トルク比変化規制部によりトルク比の増加方向の変化には設定されるトルク比に対し規制は行わず、トルク比の減少方向の変化には設定されるトルク比に対し予め設定された制限値以上の変化を規制するようにしたので、以下に列挙する効果が得られる。

【 0 0 1 3 】

設定されるトルク比に規制を設けない場合には、運転者がアクセルペダルの踏み込み足離しを連続して行ったとき、速度比が増加方向と減少方向とを移動することにより、トルク比の設定値、すなわち制御変数が波打つ現象、いわゆる、ハンチングが発生してしまう。

【 0 0 1 4 】

その結果、推定される入力トルクが変動することに伴ってライン圧も変動することになるため、油振が発生して油圧制御装置に悪影響を及ぼしたり、油振によって油圧が低い側に振れてベルト滑りが発生する虞があった。

【 0 0 1 5 】

しかしながら、トルク比の減少方向の変化には設定されるトルク比に対し規制を行うので、ライン圧の変動幅を抑制することができて、油圧制御装置に悪影響が及んだりベルト滑りが発生するのを抑制することができる。

【 0 0 1 6 】

更に、トルク比が増加する方向の変化には規制を行わないようにしたので、入力トルクが増加する場合には実トルクに応じたトルク比が設定されるので、これによってもベルトの滑りによる耐久性の低下を防止できる。

【 0 0 1 7 】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

まず、構成を説明する。

図 1 は V ベルト式無段変速機の概略構成図、図 2 は油圧コントロールユニットおよび CVT コントロールユニットの概念図である。

【 0 0 1 8 】

図 1 において、無段変速機 5 はロックアップクラッチを備えたトルクコンバータ 2、前後進切り換え機構 4 を介してエンジン 1 に連結され、一對の可変プーリとして入力軸側のプライマリプーリ 1 0、出力軸 1 3 に連結されたセカンダリプーリ 1 1 を備えている。これら一對の可変プーリ 1 0、1 1 は、V ベルト 1 2 によって連結されている。なお、出力軸 1 3 はアイドラギア 1 4 およびアイドラシャフトを介してディファレンシャル 6 に連結されている。

【 0 0 1 9 】

無段変速機 5 の変速比や V ベルトの接触摩擦力は、C V T コントロールユニット (C V T C U) 2 0 からの指令に応動する油圧コントロールユニット (油圧 C U) 1 0 0 によって制御されている。C V T C U 2 0 は、エンジン 1 を制御するエンジンコントロールユニット (E C U) 2 1 から入力トルク情報や後述するセンサ等からの出力に基づいて変速比や接触摩擦力を決定し、制御する。

【 0 0 2 0 】

無段変速機 5 のプライマリプーリ 1 0 は、入力軸と一体となって回転する固定円錐板 1 0 b と、この固定円錐板 1 0 b に対向配置されて V 字状のプーリ溝を形成するとともに、プライマリプーリシリンダ室 1 0 c へ作用する油圧 (プライマリ圧) によって軸方向へ変位可能な可動円錐板 1 0 a から構成されている。

【 0 0 2 1 】

一方、セカンダリプーリ 1 1 は、出力軸 1 3 と一体となって回転する固定円錐板 1 1 b と、この固定円錐板 1 1 b に対向配置されて V 字状のプーリ溝を形成するとともに、セカンダリプーリシリンダ室 1 1 c へ作用する油圧 (セカンダリ圧) に応じて軸方向へ変位可能な可動円錐板 1 1 a から構成されている。

【 0 0 2 2 】

ここで、プライマリプーリシリンダ室 1 0 c とセカンダリプーリシリンダ室 1 1 c は、等しい受圧面積に設定されている。

【 0 0 2 3 】

エンジン 1 から入力された駆動トルクは、トルクコンバータ 2 と、前後進切り換え機構 4 を介して無段変速機 5 へ入力され、プライマリプーリ 1 0 から V ベル

ト 1 2 を介してセカンダリプーリ 1 1 へ伝達される。このとき、プライマリプーリ 1 0 の可動円錐板 1 0 a およびセカンダリプーリ 1 1 の可動円錐板 1 1 a を軸方向変位させ、V ベルト 1 2 との接触半径を変更することにより、プライマリプーリ 1 0 とセカンダリプーリ 1 1 との変速比を連続的に変更することができる。

【 0 0 2 4 】

無段変速機 5 の変速比および V ベルト 1 2 の接触摩擦力は、油圧 C U 1 0 0 によって制御される。

【 0 0 2 5 】

図 2 に示すように、油圧 C U 1 0 0 は、オイルポンプ 2 2 から吐出されたライン圧 P_L を制御するプレッシャレギュレータバルブ 6 0 と、プライマリプーリシリンダ室 1 0 c の油圧（以下、プライマリ圧）を制御する変速制御弁 3 0 と、セカンダリプーリシリンダ室 1 1 c への供給圧（以下、セカンダリ圧）を制御する減圧弁 6 1 を主要な構成としている。

【 0 0 2 6 】

変速制御弁 3 0 は、メカニカルフィードバック機構を構成するサーボリンク 5 0 に連結され、サーボリンク 5 0 の一端に連結されたステッピングモータ 4 0 によって駆動されるとともに、サーボリンク 5 0 の他端に連結したプライマリプーリ 1 0 の可動円錐板 1 0 a から溝幅、つまり実変速比のフィードバックを受ける。

【 0 0 2 7 】

ライン圧制御は、オイルポンプ 2 2 からの圧油を調圧するソレノイドを備えたプレッシャレギュレータバルブ 6 0 で構成され、C V T C U 2 0 からの指令（例えば、デューティ信号など）に基づいて運転状態に応じた所定のライン圧 P_L に調圧する。

【 0 0 2 8 】

ライン圧 P_L は、プライマリ圧を制御する変速制御弁 3 0 と、セカンダリ圧を制御するソレノイドを備えた減圧弁 6 1 にそれぞれ供給される。

【 0 0 2 9 】

プライマリプーリ 1 0 とセカンダリプーリ 1 1 の変速比は、C V T C U 2 0 か

らの変速指令信号に応じて駆動されるステッピングモータ 4 0 によって制御され、ステッピングモータ 4 0 に応動するサーボリンク 5 0 の変位に応じて変速制御弁 3 0 のスプール 3 1 が駆動され、変速制御弁 3 0 に供給されたライン圧 P_L が調圧されてプライマリ圧をプライマリプーリ 1 0 へ供給し、溝幅が可変制御されて所定の変速比に設定される。

【 0 0 3 0 】

なお、変速制御弁 3 0 は、スプール 3 1 の変位によってプライマリプーリシリンダ室 1 0 c への油圧の吸排を行って、ステッピングモータ 4 0 の駆動位置で指令された目標変速比となるようにプライマリ圧を調圧し、実際に変速が終了するとサーボリンク 5 0 からの変位を受けてスプール 3 1 を閉弁する。

【 0 0 3 1 】

ここで、図 1 において、CVTCU 2 0 は、無段変速機 5 のプライマリプーリ 1 0 の回転速度を検出するプライマリプーリ速度センサ 2 6、セカンダリプーリ 1 1 の回転速度を検出するセカンダリプーリ速度センサ 2 7、セカンダリプーリ 1 1 のシリンダ室 1 1 c にかかるセカンダリ圧を検出する油圧センサ 2 8 からの信号と、インヒビタスイッチ 2 3 からのセレクト位置と、運転者が操作するアクセルペダルの操作量に応じた操作量センサ 2 4 からのストローク（またはアクセルペダルの開度）、油温センサ 2 5 から無段変速機 5 の油温を読み込んで変速比や V ベルト 1 2 の接触摩擦力を可変制御する。また、CVTCU 2 0 には、エンジン回転数を検出するエンジン回転数センサ 2 9 と、スロットル開度センサ 3 2 からの信号が ECU 2 1 を介して入力される。

【 0 0 3 2 】

CVTCU 2 0 では、車速やアクセルペダルのストロークに応じて目標変速比を決定し、ステッピングモータ 4 0 を駆動して実変速比を目標変速比へ向けて制御する変速制御部 2 0 1 と、入力トルクや変速比、油温、変速速度などに応じて、プライマリプーリ 1 0 とセカンダリプーリ 1 1 の推力（接触摩擦力）を制御するプーリ圧（油圧）制御部 2 0 2 から構成される。

【 0 0 3 3 】

プーリ圧制御部 2 0 2 は、入力トルク情報、プライマリプーリ回転速度とセカ

ンダリプリー回転速度に基づく変速比、油温からライン圧 P_L の目標値を決定し、プレッシャレギュレータバルブ60のソレノイドを駆動することでライン圧 P_L を制御する。また、セカンダリ圧の目標値を決定して、油圧センサ28の検出値と目標値に応じて減圧弁61のソレノイドを駆動し、フィードバック制御（閉ループ制御）によりセカンダリ圧を制御する。

【0034】

次に、作用を説明する。

〔ライン圧制御処理〕

CVTCU20によるライン圧制御処理について、図3のフローチャートを参照しながら説明する。

【0035】

まず、ステップS1では、変速比演算と入力トルク演算プライマリプリー速度センサ26が検出したプライマリプリー回転速度と、セカンダリプリー速度センサ27が検出したセカンダリプリー回転速度の比から、実変速比を算出する。

【0036】

ステップS2では、ECU21からの入力トルク情報から、無段変速機5への入力トルクを推定する。この入力トルク推定制御の詳細については後述する。

【0037】

次に、ステップS3では、上記実変速比と入力トルクに基づいて、図4のマップを参照して必要とするセカンダリ圧（必要セカンダリ圧）を演算する。

なお、このマップは、変速比が小さい（Od側）ほど油圧が低く、変速比が大きい（Lo側）ほど油圧が高く設定され、かつ、入力トルクが大きければ油圧を高く、入力トルクが小さければ油圧を低く設定するもので、予め設定したものである。

【0038】

ステップS4では、上記実変速比と入力トルクに基づいて、図7のマップを参照して必要とするプライマリ圧（必要プライマリ圧）を演算する。

なお、このマップは、変速比が小さいほど油圧が低く、大きいほど油圧が高く設定され、かつ、入力トルクが大きければ油圧を高く、小さければ油圧を低く設

定するもので、上記必要セカンダリ圧に対して、変速比の小側では相対的に高く、変速比の大側では相対的に低くなるように設定されたものである。ただし、入力トルクによっては、必要プライマリ圧と必要セカンダリ圧の大小関係が逆になる場合もある。

【 0 0 3 9 】

次に、ステップ S 5 では、プライマリ圧の目標値であるプライマリ圧操作量を下式により演算する。

プライマリ圧操作量 = 必要プライマリ圧 + オフセット量

ここで、オフセット量は、変速制御弁 3 0 の特性に応じて設定される値（油圧の加算値）であり、圧力損失の特性は、完全に油圧に比例するわけではないので、これを補償する値である。

【 0 0 4 0 】

ステップ S 6 では、プライマリ圧操作量と上記ステップ S 3 で求めた必要セカンダリ圧との大小関係を比較判定する。プライマリ圧操作量の方が大きい場合にはステップ S 7 へ進み、必要セカンダリ圧がプライマリ圧操作量以上である場合にはステップ S 8 へ進む。

【 0 0 4 1 】

ステップ S 7 では、ライン圧 P_L の目標値であるライン圧操作量をプライマリ圧操作量として本制御を終了する。

【 0 0 4 2 】

ステップ S 8 では、ライン圧操作量を必要セカンダリ圧として本制御を終了する。

【 0 0 4 3 】

このように、プライマリ圧操作量と必要セカンダリ圧のいずれか大きい方をライン圧操作量（目標油圧）として求めた後、プレッシャレギュレータバルブ 6 0 のソレノイドを駆動するための制御量（デューティ信号など）へ変換してプレッシャレギュレータバルブ 6 0 を駆動する。

【 0 0 4 4 】

[入力トルク推定制御処理]

次に、入力トルク推定制御処理について、図 6 のフローチャートを用いて説明する。

【 0 0 4 5 】

ステップ S 2 0 1 では、スロットル開度センサ 3 2、プライマリプーリ速度センサ 2 6、セカンダリプーリ速度センサ 2 7 およびエンジン回転数センサ 2 9 からの信号により、スロットル開度 T V O、プライマリプーリ回転数 N_p 、セカンダリプーリ回転数 N_s 、エンジン回転数 N_e を読み込む。

【 0 0 4 6 】

ステップ S 2 0 2 では、スロットル開度 T V O とエンジン回転数 N_e に基づいて、予め設定されたマップからエンジントルク T_e を求める。

【 0 0 4 7 】

ステップ S 2 0 3 では、プライマリプーリ回転数 N_p とエンジン回転数 N_e に基づいて、トルクコンバータ 2 の入出力間の速度比 e を演算する。

【 0 0 4 8 】

ステップ S 2 0 4 では、速度比 e の増減について、ステップ S 2 0 3 で求めた速度比 e が前回の速度比 e' よりも大きいかどうかにより判断する。速度比が増加している状態すなわち $e > e'$ である場合にはステップ S 2 0 5 へ進み、速度比が減少している状態すなわち $e \leq e'$ である場合にはステップ S 2 0 6 へ進む。

【 0 0 4 9 】

ステップ S 2 0 5 では、図 7 の A のように設定された速度比—トルク比マップに基づいて、トルク比 τ を求める。この速度比—トルク比マップは、実際のトルクコンバータの特性から得られる速度比とトルク比の関係に基づき設定されており、速度比 0 から速度比 e_2 までトルク比が減少するように設定されている。

【 0 0 5 0 】

ステップ S 2 0 6 では、図 7 の B のように設定された速度比—トルク比マップに基づいて、トルク比 τ を求める。この速度比—トルク比マップは、速度比算出遅れを考慮して、予めトルク比が上記 A のマップに対して、速度比の正方向へ e_1 だけオフセットして設定されており、速度比 0 ~ e_1 でトルク比が最大となる。

ように設定されている。

【 0 0 5 1 】

ステップ S 2 0 7 では、ステップ S 2 0 5 またはステップ S 2 0 6 により求めたトルク比 τ が、前回のトルク比 τ' よりも大きいかどうかを判断する。 $\tau > \tau'$ である場合にはステップ S 2 1 1 へ進み、 $\tau \leq \tau'$ である場合にはステップ S 2 0 8 へ進む。

【 0 0 5 2 】

ステップ S 2 0 8 では、トルク比 τ の減少率が、所定の制限値、例えば、1.0/sec よりも大きいかどうかを判断する。減少率が制限値よりも大きい場合にはステップ S 2 0 9 へ進み、制限値以下の場合にはステップ S 2 1 0 へ進む。

【 0 0 5 3 】

ステップ S 2 0 9 では、トルク比の減少方向の変化に規制を与える。すなわち、制限値をトルク比 τ の減少率としてトルク比 τ を補正する。

【 0 0 5 4 】

ステップ S 2 1 0 では、トルク比 τ とエンジントルク T_e に基づいて入力トルク T_{at} を推定し、本制御を終了する。

【 0 0 5 5 】

〔入力トルク推定制御作用〕

図 8 は、アンロックアップコースト領域からアクセルペダルを踏み込んだときの入力トルク推定制御作用を示すタイムチャートである。

【 0 0 5 6 】

$t_0 \sim t_1$ の区間では、スロットル開度 TVO は 0 で一定であるため、速度比 e は所定値以上で一定であり、トルク比 τ も 1 で一定である。このとき、図 6 のフローチャートでは、スロットル開度 TVO が一定のときと同様、ステップ S 2 0 1 → ステップ S 2 0 2 → ステップ S 2 0 3 → ステップ S 2 0 4 → ステップ S 2 0 5 → ステップ S 2 0 7 → ステップ S 2 0 8 → ステップ S 2 1 0 へと進む流れとなる。

【 0 0 5 7 】

瞬時 t_1 では、アクセルペダルが踏み込まれ、スロットル開度 TVO が急激に

大きくなり、速度比 e が減少し始め、トルク比 τ が増大する。この場合、図 8 のフローチャートにおいて、ステップ S 2 0 1 → ステップ S 2 0 2 → ステップ S 2 0 3 → ステップ S 2 0 4 → ステップ S 2 0 6 → ステップ S 2 0 7 → ステップ S 2 1 0 へと進む流れとなる。

【 0 0 5 8 】

すなわち、ステップ S 2 0 4 により速度比 e は前回の速度比 e' 以下であると判断され、ステップ S 2 0 5 により図 9 のマップ B からトルク比 τ が演算される。続いて、ステップ S 2 0 7 によりトルク比 τ が前回のトルク比 τ' 以上であると判断され、ステップ S 2 1 0 により入力トルク T_{at} が推定される。その後、速度比 e が e_1 に達した瞬時 t_2 でトルク比は最大となり、速度比 e が減少し始める瞬時 t_3 まで最大のトルク比に基づいて入力トルク T_{at} が推定される。

【 0 0 5 9 】

瞬時 t_3 では、速度比が減少し始め、トルク比が減少する。この場合、図 6 のフローチャートにおいて、ステップ S 2 0 1 → ステップ S 2 0 2 → ステップ S 2 0 3 → ステップ S 2 0 4 → ステップ S 2 0 5 → ステップ S 2 0 6 → ステップ S 2 0 7 → ステップ S 2 0 8 → ステップ S 2 1 0 へと進む流れとなる。

【 0 0 6 0 】

すなわち、ステップ S 2 0 4 により速度比 e は前回の速度比 e' よりも大きいと判断され、ステップ S 2 0 5 により図 7 のマップ A からトルク比 τ が演算される。続いて、ステップ S 2 0 7 によりトルク比 τ が前回のトルク比 τ' 以下であると判断され、ステップ S 2 0 8 によりトルク比 τ の減少率が制限値以下であると判断され、ステップ S 2 1 0 により入力トルク T_{at} が推定される。

【 0 0 6 1 】

次に、効果を説明する。

本実施の形態の V ベルト式無段変速機にあっては、速度比 e が増加する走行状態のときには、過剰なライン圧 P_L の発生を抑制して燃費向上を達成することができる。一方、速度比 e が減少するアンロックアップコースト領域からのアクセルペダル踏み込み時等には、十分なライン圧 P_L を確保することができるため、速度比 e の検出遅れに起因してライン圧 P_L が過小となるのを防ぎ、ベルト強度

耐久性の向上を図ることができる。

【 0 0 6 2 】

また、設定したトルク比 τ の減少率が所定の制限値より大きい場合には、制限値をトルク比 τ の減少率としてトルク比 τ を補正することとしたため、運転者がアクセルペダルの踏み込みと足離しを連続して行ったとき、ハンチングの発生を抑制することができる。その結果、ライン圧 P_L の変動幅を抑制することができ、油圧制御装置に悪影響が及んだりベルト滑りが発生するのを抑制することができる。

【 0 0 6 3 】

さらに、トルク比 τ が増加する方向の変化には規制を行わないようにしたので、入力トルク T_{at} が増加する場合には、実トルクに応じたトルク比 τ が設定されるので、これによってもベルトの滑りによる耐久性の低下を防止できる。

【 0 0 6 4 】

以上、本発明の実施の形態を説明してきたが、本発明の具体的な構成は本実施の形態に限定されるものではなく、発明の要旨を逸脱しない範囲の設計変更等があっても本発明に含まれる。

【図面の簡単な説明】

【図 1】

V ベルト式無段変速機の概略構成図である。

【図 2】

油圧コントロールユニットおよび C V T コントロールユニットの概念図である。

【図 3】

C V T コントロールユニットのプリー圧制御部で行われる油圧制御の流れを示すフローチャートである。

【図 4】

変速比と入力トルクに応じた必要セカンダリ圧のマップである。

【図 5】

変速比と入力トルクに応じた必要プライマリ圧のマップである。

【図 6】

入力トルク推定制御処理の流れを示すフローチャートである。

【図 7】

速度比－トルク比マップである。

【図 8】

アンロックアップコースト領域からアクセルペダルを踏み込んだときの入力トルク推定制御作用を示すタイムチャートである。

【図 9】

アクセルペダル踏み込み時におけるエンジン回転数センサー検出周期当たりのエンジン回転数増加量 ΔN_e の検出遅れを示す説明図である。

【符号の説明】

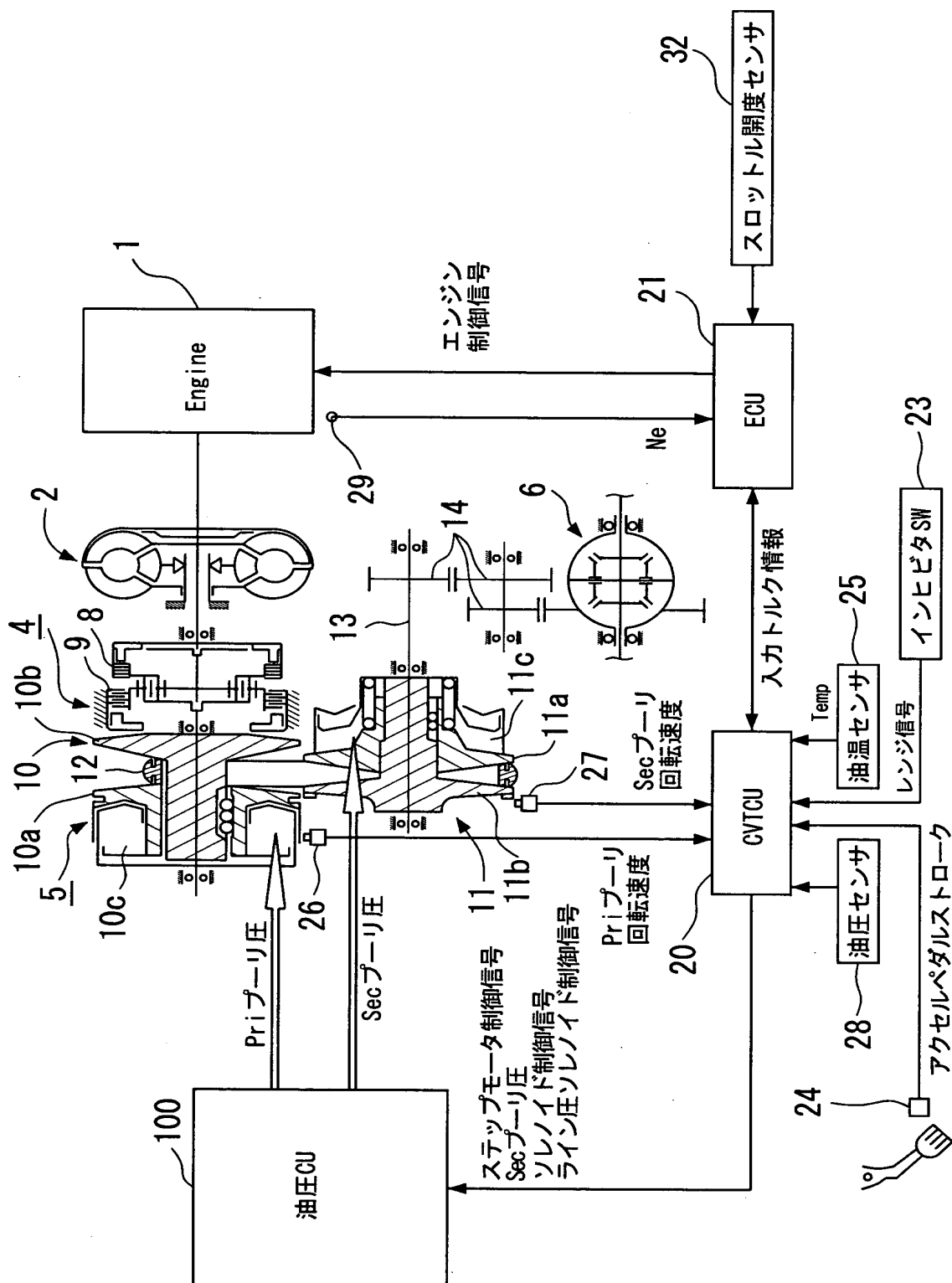
- 1 エンジン
- 2 トルクコンバータ
- 4 前後進切り換え機構
- 5 無段変速機
- 6 ディファレンシャルギア
- 8 前進クラッチ
- 9 後退ブレーキ
- 10 プライマリプーリ
- 10 a 可動円錐板
- 10 b 固定円錐板
- 10 c プライマリプーリシリンダ室
- 11 セカンダリプーリ
- 11 a 可動円錐板
- 11 b 固定円錐板
- 11 c セカンダリプーリシリンダ室
- 12 Vベルト
- 13 出力軸
- 14 アイドラギア

- 2 0 C V T コントロールユニット (C V T C U)
- 2 1 エンジンコントロールユニット (E C U)
- 2 2 オイルポンプ
- 2 3 インヒビタスイッチ
- 2 4 操作量センサ
- 2 5 油温センサ
- 2 6 プライマリプーリ速度センサ
- 2 7 セカンダリプーリ速度センサ
- 2 8 油圧センサ
- 2 9 エンジン回転数センサ
- 3 0 変速制御弁
- 3 1 スプール
- 3 2 スロットル開度センサ
- 4 0 ステッピングモータ
- 5 0 サーボリンク
- 6 0 プレッシャレギュレータバルブ
- 6 1 減圧弁
- 1 0 0 油圧コントロールユニット (油圧 C U)
- 2 0 1 変速制御部
- 2 0 2 プーリ圧制御部

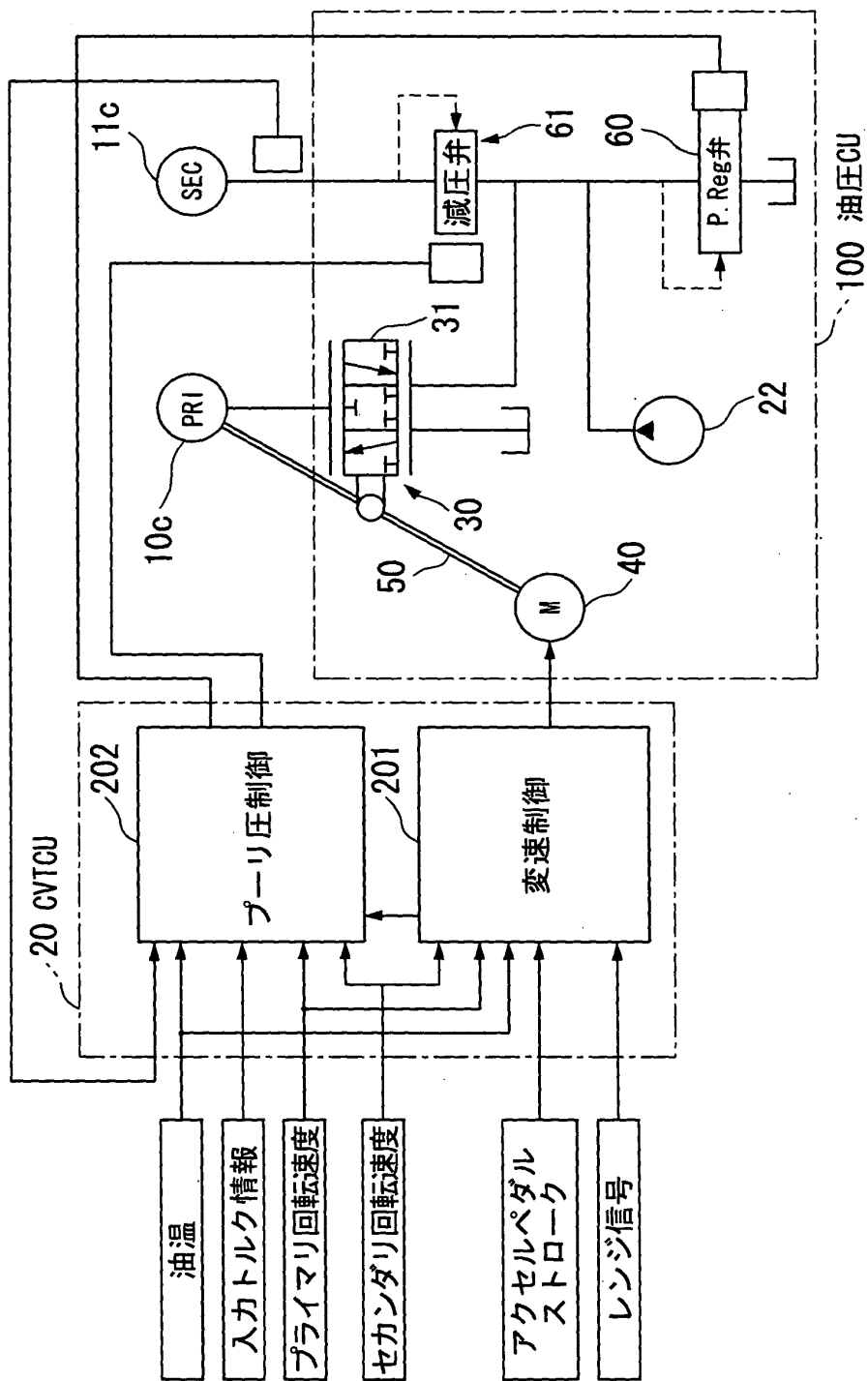
【書類名】

図面

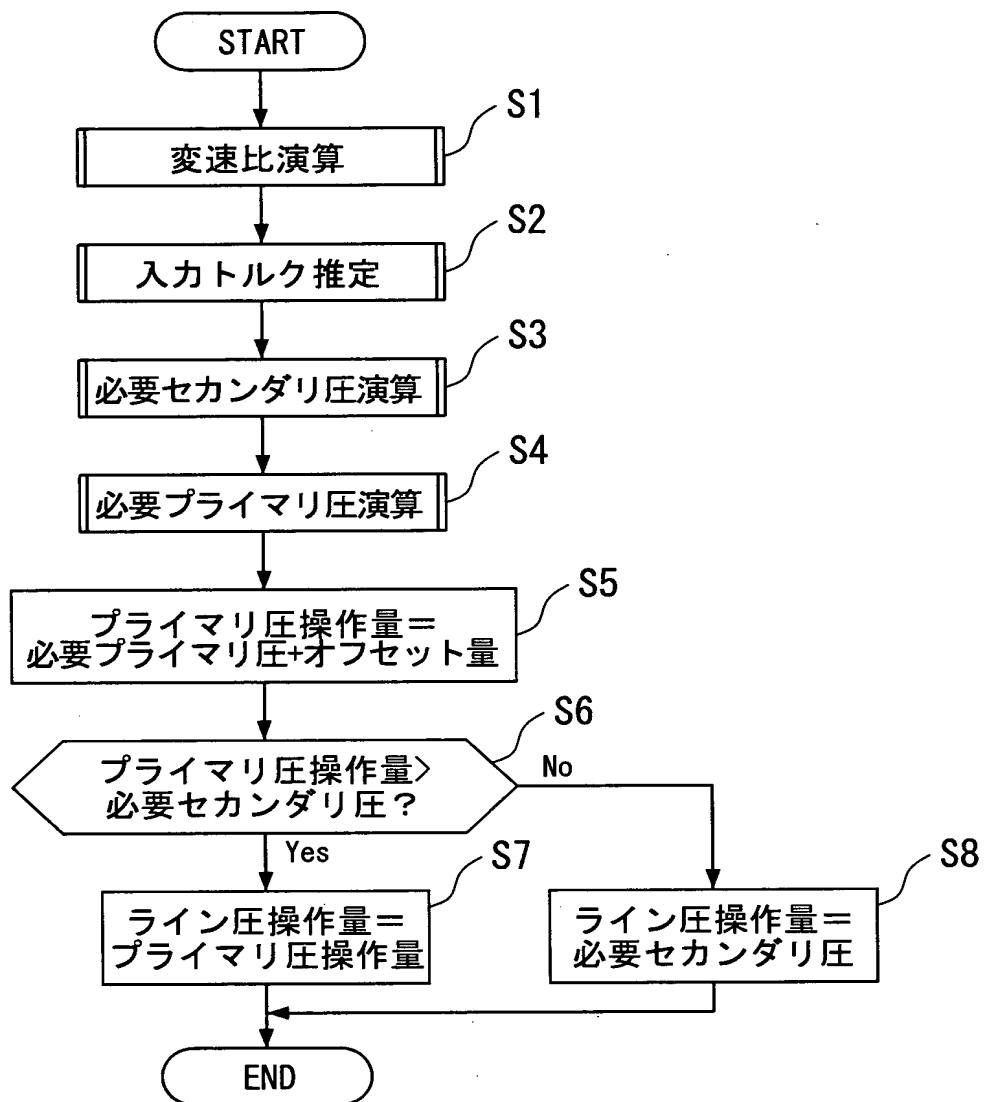
【図 1】



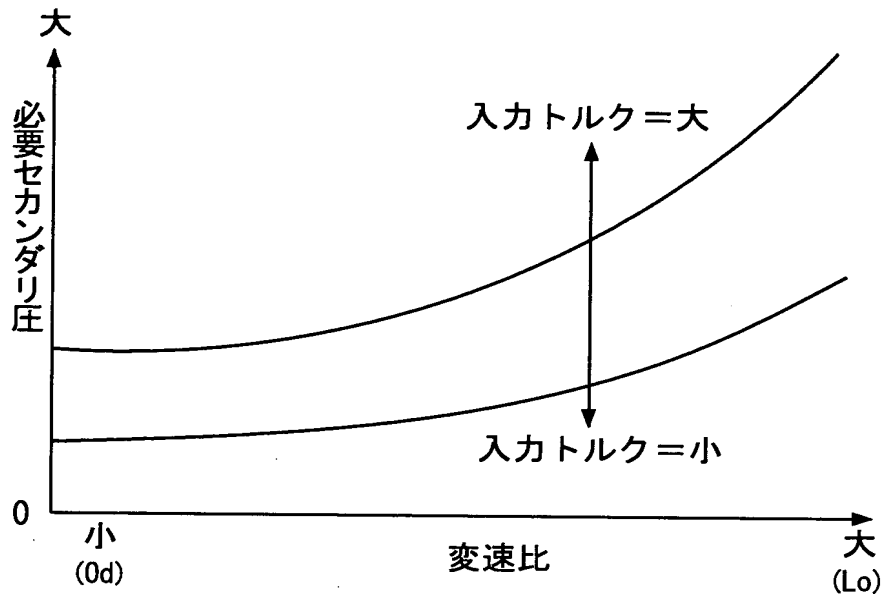
【図2】



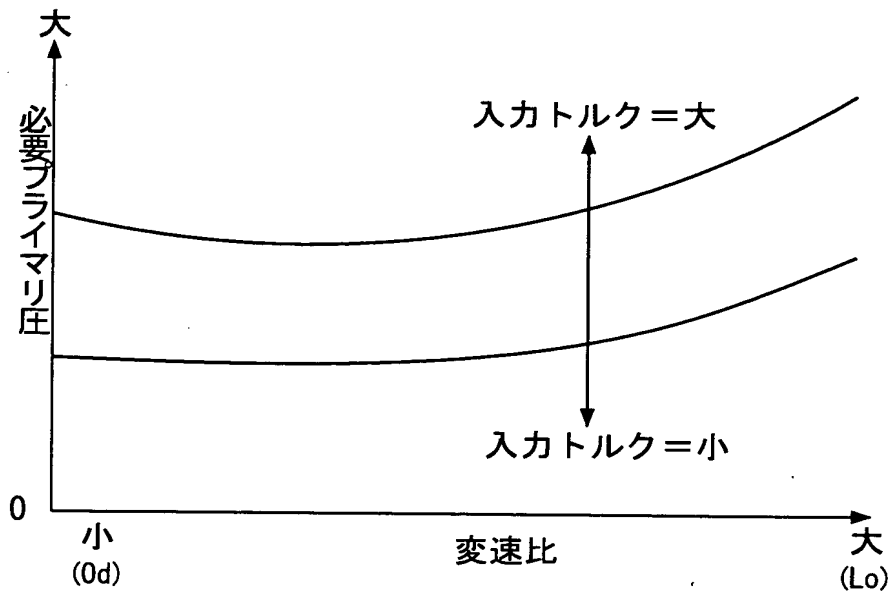
【図 3】



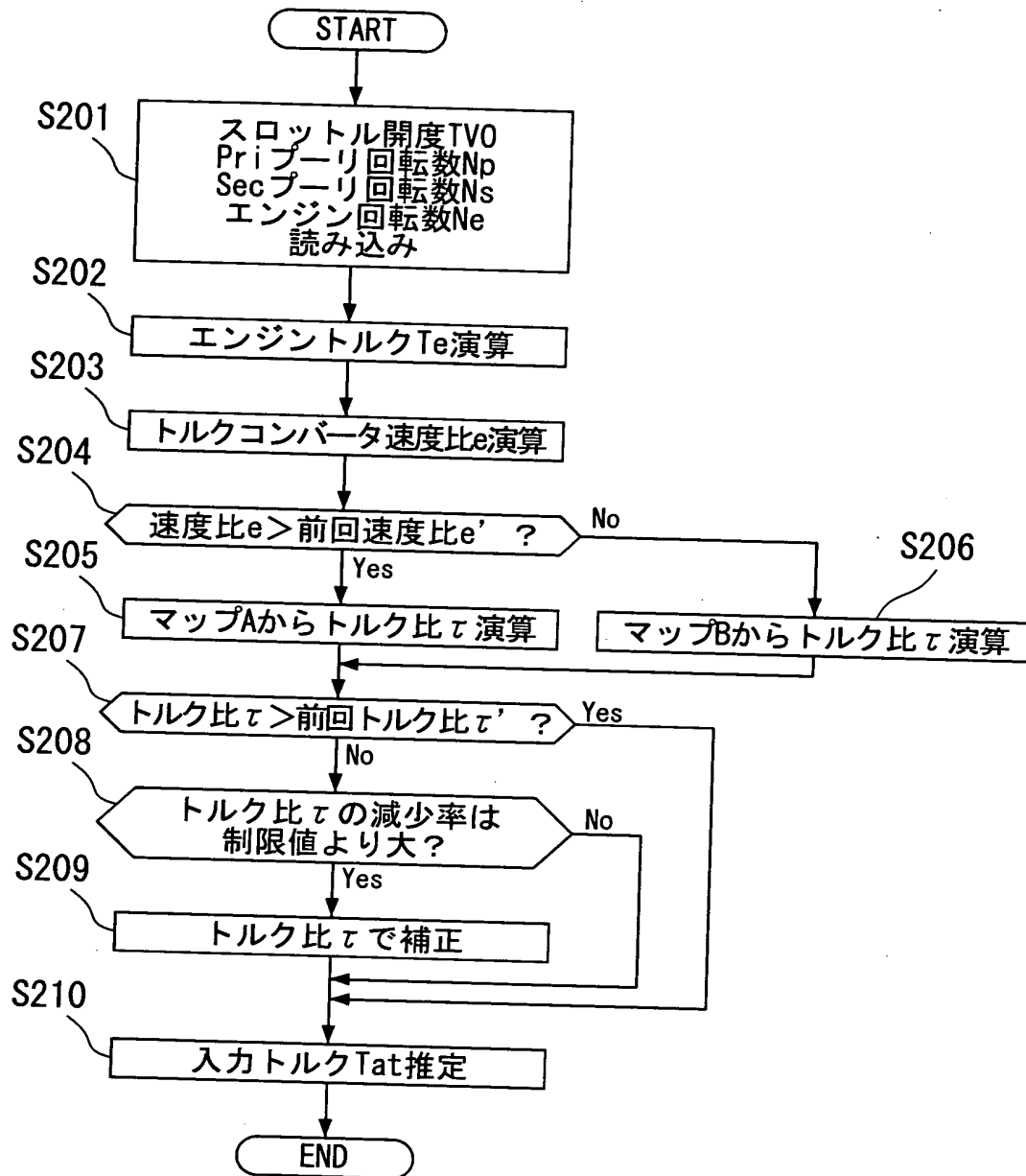
【図 4】



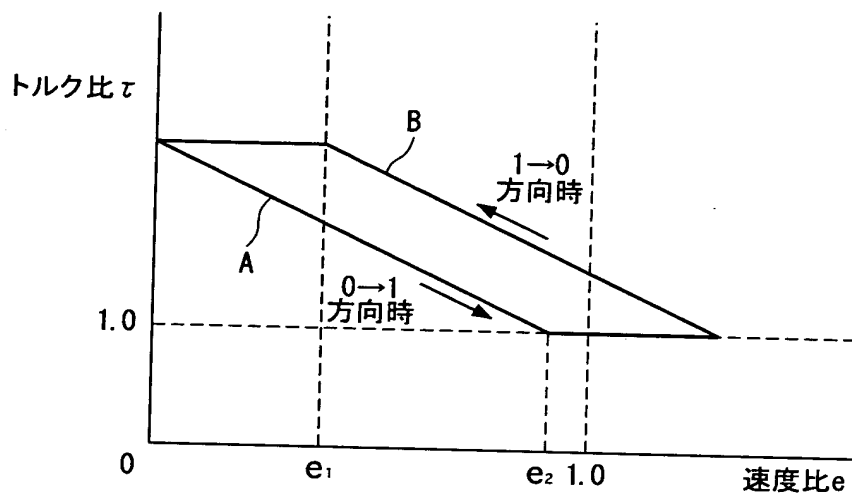
【図 5】



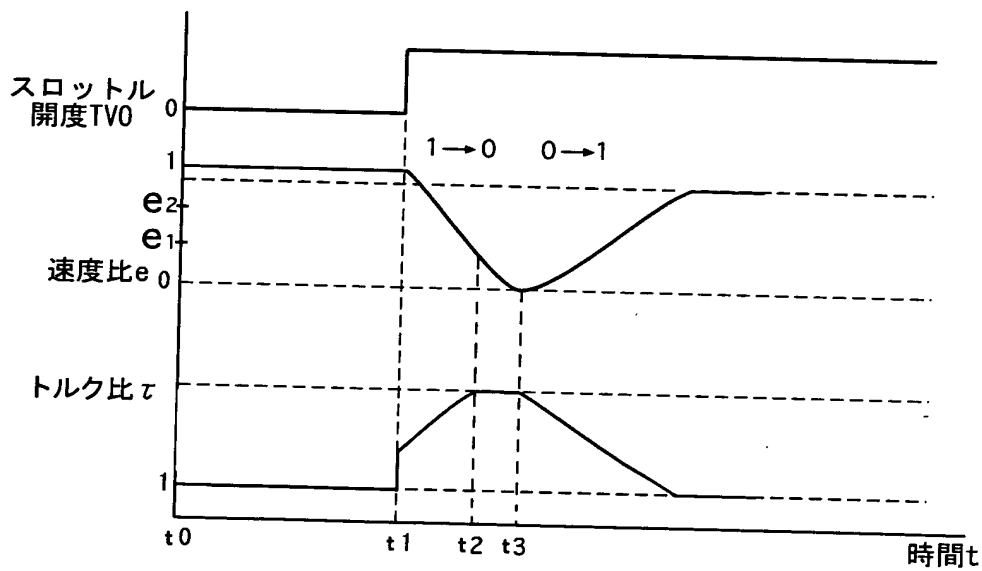
【図6】



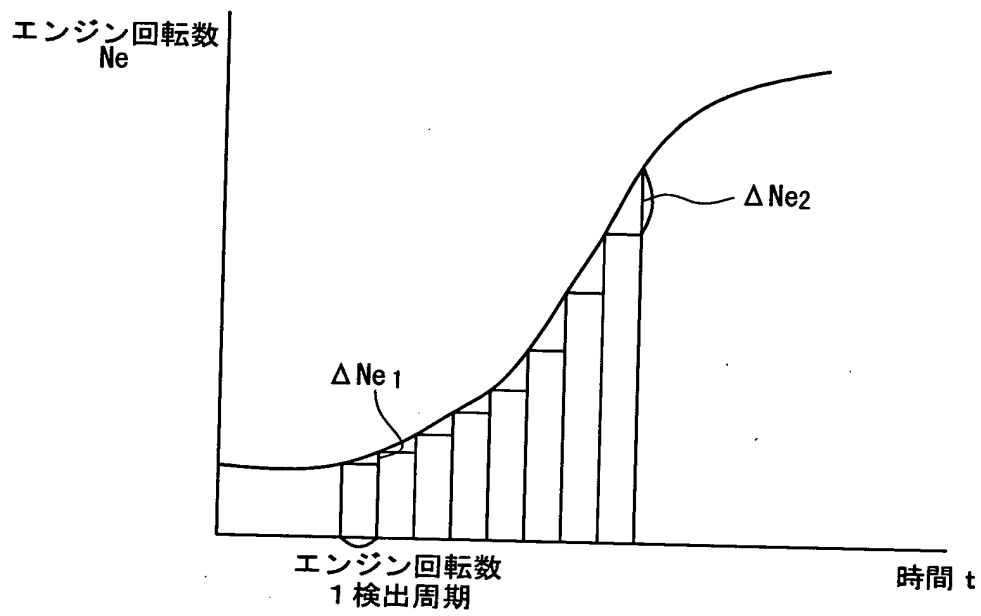
【図 7】



【図 8】



【図9】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 ベルト強度耐久性の向上を図りつつ、過剰なライン圧の発生を防止して燃費向上を達成する。

【解決手段】 速度比 e からトルク比 τ を設定し、設定したトルク比 τ に基づいて入力トルク T_{at} を推定し、推定した入力トルク T_{at} と目標変速比に基づいてプライマリプーリの油圧とセカンダリプーリに供給するライン圧とを制御するベルト式無段変速機において、速度比 e が増加しているときにはAのマップを用いてトルク比 τ を設定し、速度比 e が減少しているときにはAのマップを速度比正方向に e_1 だけオフセットさせたBのマップを用いてトルク比 τ を設定する。

【選択図】 図7

特2002-285503

認定・付加情報

特許出願の番号	特願2002-285503	
受付番号	50201464374	
書類名	特許願	
担当官	第三担当上席	0092
作成日	平成14年10月	7日

<認定情報・付加情報>

【提出日】 平成14年 9月30日

次頁無

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号 [000231350]

1. 変更年月日 2002年 4月 1日
[変更理由] 名称変更
住 所 静岡県富士市今泉700番地の1
氏 名 ジャトコ株式会社